

MULTISTAGE TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE

Patent number: JP2001295898
Publication date: 2001-10-26
Inventor: HOSONO KIYOHITO
Applicant: AICHI MACH IND CO LTD
Classification:
- international: F16H3/091; F16H3/083; F16H3/085
- european:
Application number: JP20000114957 20000417
Priority number(s):

Abstract of JP2001295898

PROBLEM TO BE SOLVED: To increase the speed reducing ratio of the first speed and the reverse without increasing the length in the shaft direction of a transmission in relation to a twin clutch type multistage transmission.

SOLUTION: A driving gear G1 for odd stages is borne by a first input shaft X1 connected to a first clutch disc D1, gears G2 and G3 for even stages are borne by a second input shaft X2 connected to a second clutch disc D2, a gear G4 for high-speed stages such as the fifth speed or above is additionally borne by the input shaft X2, and the rotation from an auxiliary shaft XS is transmitted to the second input shaft through the gear G4 other than the gear G2 for the second speed.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-295898
(P2001-295898A)

(43) 公開日 平成13年10月26日 (2001. 10. 26)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	ページコード (参考)
F 1 6 H	3/091	F 1 6 H	3 J 0 2 8
	3/083		
	3/085		

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2000-114957(P2000-114957)

(22) 出願日 平成12年4月17日 (2000. 4. 17)

(71) 出願人 390009896

愛知機械工業株式会社

名古屋市熱田区川並町 2 番12号

(72) 発明者 細野 清仁

愛知県名古屋市熱田区川並町 2 番12号 愛
知機械工業株式会社内

(74) 代理人 100075476

弁理士 宇佐見 忠男

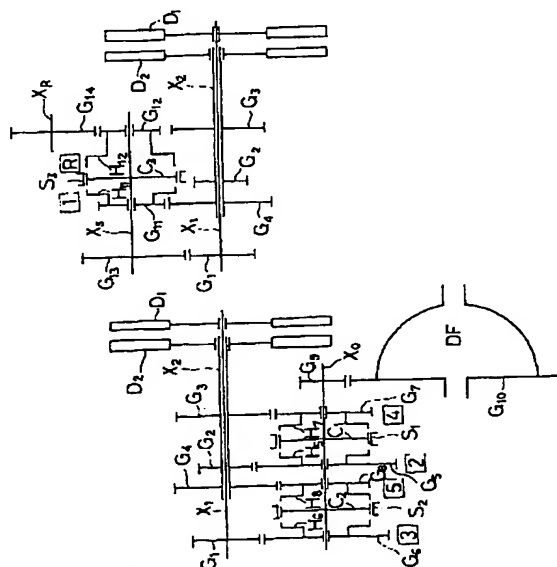
Fターム(参考) 3J028 EA25 EA30 EB07 EB08 EB09
EB13 EB37 FA06 FA12 FB06
FB12 FC32 FC42 FC57 FC65
FC66

(54) 【発明の名称】 自動車用多段変速機

(57) 【要約】

【課題】本発明はツインクラッチ式の多段変速機において、変速機の軸方向の長さを長くすることなく、1速およびリバースの減速比を大きくとることを課題とする。

【解決手段】第1のクラッチ板D₁に連結する第1入力軸X₁には奇数段用駆動歯車G1を担持させ、第2のクラッチ板D₂に連結する第2入力軸X₂には偶数段用歯車G2、G3を担持させるが、更に該入力軸X₂には5速あるいはそれ以上の高速段用歯車G4を担持させ、副軸X₀からの回転は2速用歯車G2以外の歯車G4を介して第2入力軸に伝達する。



X1: 第1入力軸 X2: 第2入力軸
X0: 出力軸 Xs: 副軸 XR: アイドラ軸
G: 歯車 S: スリーブ H: ハブ C: カップリング
D1: 第1クラッチ板 D2: 第2クラッチ板

【特許請求の範囲】

【請求項1】第1クラッチ板と第2クラッチ板と、第1クラッチ板に連結した第1入力軸と、第2クラッチ板に連結した第2入力軸と、第1入力軸から第2入力軸に回転を伝達する副軸と、第1入力軸から副軸を介して第2入力軸に伝達される回転を反転するアイドラ軸と、該第1入力軸または第2入力軸からの回転を差動装置に伝達する出力軸とを具備し、第1入力軸と第2入力軸とは同心的に配され、上記第1入力軸にはリバース、1速および3速用の駆動歯車が担持され、上記第2入力軸には2速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の駆動歯車が取付けられ、上記副軸には第1入力軸の歯車に噛合して第1入力軸の回転を副軸に伝達する歯車と、第2入力軸の2速用歯車以外の歯車を1速用被駆動歯車として該歯車に噛合する1速用駆動歯車と、アイドラ軸の歯車に噛合するリバース用駆動歯車と、該1速用歯車と該リバース用歯車とをセレクトするスリーブ付カップリングとが担持され、上記アイドラ軸の歯車はリバース時に被駆動歯車となる第2入力軸の2速用歯車以外の歯車と噛合し、上記出力軸には2速、3速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の被駆動歯車と、該歯車の一つをセレクトするスリーブ付カップリングと、差動装置に回転を伝達する歯車とが担持され、各歯車は第1入力軸および第2入力軸の対応する各駆動歯車が噛合していることを特徴とする多段変速機

【請求項2】上記出力軸に加えて更にもう一つの出力軸を追加し、該出力軸に2速用被駆動歯車と6速あるいは6速よりも高速なすべての変速段用歯車を担持させた請求項1に記載の自動車用多段変速機

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はツインクラッチ式の変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来のツインクラッチ式の変速機は2枚のクラッチ板と、該クラッチ板に連結される2本の入力軸と、一方の入力軸（第1入力軸）の回転を他方の入力軸（第2入力軸）に伝達するための副軸および該回転を反転させるアイドラ軸と、第2入力軸から回転が伝達される出力軸とを具備し、第1入力軸には奇数段用（1速、3速、5速用）の歯車が担持され、第2入力軸には偶数段用（2速、4速用）の歯車が担持されている。上記構成では1速の場合には副軸の1速用駆動歯車から第2入力軸の4速用駆動歯車（1速用被駆動歯車になる）を介して第2入力軸へ回転を伝達し、更に2速用駆動歯車を介して出力軸に伝達する。リバースの場合には副軸のリバース用駆動歯車からアイドラ軸の歯車で回転を反転させて第2入力軸の4速用駆動歯車を介して第2入力軸に回転を伝達し、更に2速用駆動歯車を介して出力軸に伝達するか、あるいはアイドラ軸の歯車の回転を直接

出力軸の2速用被駆動歯車に伝達する。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の構成では1速の場合に第2入力軸の2速用歯車を利用して出力軸へ回転を伝達するために、第1入力軸から副軸を介して第2入力軸に回転を伝達するまでにある程度減速されていなければ、1速としての必要な歯車比を得ることが出来ない。そのためには第1入力軸の回転を副軸に伝達する駆動歯車のピッチ径は、第2入力軸の副軸からの回転が伝達される被駆動歯車のピッチ径よりも小さいことが要求される。上記ピッチ径の差が小さいと第1入力軸から副軸を介して第2入力軸へ回転を伝達する際の減速比が十分に得られず、第2入力軸から出力軸への回転伝達に第2入力軸の2速用駆動歯車と出力軸の2速用被駆動歯車との減速比をかけ合わせても、1速として必要な大きい減速比が得られにくい。前進5段の場合には第1入力軸のピッチ径の小さい3速用駆動歯車を利用して副軸へ回転を伝達し、更に第2入力軸のピッチ径の大きい4速用駆動歯車を副軸からの回転を伝達する被駆動歯車として利用する。第1入力軸に副軸へ回転を伝達するための歯車や第2入力軸に副軸からの回転を伝達するための歯車を専用に設けることは変速機の軸方向の長さ短縮と云う目的に反し、かつ構造簡素化の妨げとなる。したがって上記したように第1入力軸の3速用駆動歯車と第2入力軸の4速用駆動歯車を利用するのであるが、3速用歯車比と4速用歯車比との差は一般的に小さく、そのためにピッチ径の差も小さくなり、3速用駆動歯車から4速用駆動歯車までの減速比、即ち第1入力軸から副軸を介して第2入力軸までの減速比が十分とれず、その結果1速としての大きな減速比が得られないと云う問題が発生する。更にリバースを実現するためには前記したように第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸を介して出力軸の2速用被駆動歯車に逆回転を伝達して必要な減速比を得るか、あるいは第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸、アイドラ軸を介して反転した回転を第2入力軸の2速用駆動歯車に伝達し、その該2速用歯車比を利用して必要な減速比を得ることになる。前者の方法では副軸に第1入力軸の3速用駆動歯車と噛合する歯車と出力軸の歯車と噛合する歯車とを担持させる必要があり、同時に1速の実現のために副軸に1速用駆動歯車、第2入力軸に1速用被駆動歯車を担持させる必要があり、これを両立させるためには設計の自由度はかなり制限される。後者の方法では第2入力軸の2速用駆動歯車のピッチ径が小さいので、アイドラ軸の歯車を介して第2入力軸の2速用駆動歯車を駆動する副軸の歯車のピッチ径を出来るだけ小さくしてここでの減速比を1以上にしようとすると、副軸自体が細くなって強度上不利になり、したがって減速比は自ずから限界がある。そこで第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸へ回転を伝達する際の減速比を大きくして減速比を補完しようとすると、副軸には大径な歯車

が必要となり、副軸と入力軸との軸間距離が拡大し、更に1速との両立を考慮すると設計の自由度はかなり制限される。いずれにしてもリバースの場合も大きな減速比を得ることは困難である。第2入力軸に6速用駆動歯車を担持させて6段変速とすると、副軸からの回転が伝達される被駆動歯車としてピッチ径の大きい6速用駆動歯車や4速用駆動歯車を利用することが出来、第1入力軸の3速用駆動歯車とのピッチ径の差が広がり、上記問題は軽減されるが、その代わりに変速機の軸方向の長さが長くなると云う新たな問題が発生する。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明は上記従来の課題を解決するための手段として、第1クラッチ板 D_1 と第2クラッチ板 D_2 と、第1クラッチ板 D_1 に連結した第1入力軸 X_1 と、第2クラッチ板 D_2 に連結した第2入力軸 X_2 と、第1入力軸 X_1 から第2入力軸 X_2 に回転を伝達する副軸 X_s と、第1入力軸 X_1 から副軸 X_s を介して第2入力軸 X_2 に伝達される回転を反転するアイドル軸 X_R と、該第1入力軸 X_1 または第2入力軸 X_2 からの回転を差動装置 D_F に伝達する出力軸 X_o とを具備し、第1入力軸 X_1 と第2入力軸 X_2 とは同心的に配され、上記第1入力軸 X_1 にはリバース、1速および3速用の駆動歯車 G_1 が担持され、上記第2入力軸 X_2 には2速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の駆動歯車 G_2 、 G_3 、 G_4 が取付けられ、上記副軸 X_s には第1入力軸 X_1 の歯車 G_1 に噛合して第1入力軸 X_1 の回転を副軸 X_s に伝達する歯車 G_{13} と、第2入力軸 X_2 の2速用歯車以外の歯車を1速用被駆動歯車として該歯車に噛合する1速用駆動歯車 G_{11} と、アイドル軸 X_R の歯車 G_{14} に噛合するリバース用駆動歯車 G_{12} と、該1速用歯車 G_{11} と該リバース用歯車 G_{12} とをセレクトするスリーブ S_3 付カップリング C_3 とが担持され、上記アイドル軸 X_R の歯車 G_{14} はリバース時に被駆動歯車となる第2入力軸の2速用歯車以外の歯車と噛合し、上記出力軸 X_o には2速、3速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の被駆動歯車 G_5 、 G_6 、 G_7 、 G_8 と、該歯車の一つをセレクトするスリーブ S_1 、 S_2 付カップリング C_1 、 C_2 と、差動装置 D_F に回転を伝達する歯車 G_9 とが担持され、各歯車 G_5 、 G_6 、 G_7 、 G_8 は第1入力軸 X_1 および第2入力軸 X_2 の対応する各駆動歯車 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_4 が噛合している多段変速機を提供するものである。

【0005】6段以上の高速段変速機の場合には、上記出力軸 X_o に加えて更にもう一つの出力軸 X' を追加し、該出力軸 X' に2速用被駆動歯車 G_5 と6速あるいは6速よりも高速なすべての変速段用歯車 G_{16} を担持させる。

【0006】

【発明の実施の形態】本発明の第1実施例を図1に示す。図において D_1 はリバース、1速、3速の駆動を行

う第1クラッチ板であり、 D_2 は2速、4速、5速、および5速よりも高速なすべての変速段の駆動を行う第2クラッチ板である。

【0007】第1クラッチ D_1 には第1入力軸 X_1 が連結し、第2クラッチ D_2 には第2入力軸 X_2 が連結し、第2入力軸 X_2 は中空であり内部に第1入力軸 X_1 が挿通され、したがって第1入力軸 X_1 と第2入力軸 X_2 とは同心的に配置される。

【0008】第1入力軸 X_1 には3速および1速、リバース用駆動歯車 G_1 が固定的に取付けられており、第2入力軸 X_2 には2速用駆動歯車 G_2 、4速用駆動歯車 G_3 、5速用駆動歯車 G_4 が軸に対して固定的に取付けられている。

【0009】 X_o は出力軸であり該出力軸 X_o には2速用被駆動歯車 G_5 、3速用被駆動歯車 G_6 、4速用被駆動歯車 G_7 、5速用被駆動歯車 G_8 が軸に対して回転自在に取付けられており、更に出力用歯車 G_9 が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車 G_5 、 G_6 、 G_7 、 G_8 にはそれぞれハブ H_5 、 H_6 、 H_7 、 H_8 が設けられており、歯車 G_5 、 G_7 間、歯車 G_6 、 G_8 間にはそれぞれスリーブ S_1 を有するカップリング C_1 、スリーブ S_2 を有するカップリング C_2 が介在されている。そして歯車 G_6 は第1入力軸 X_1 の歯車 G_1 と噛合し、歯車 G_5 、 G_7 、 G_8 は第2入力軸 X_2 の歯車 G_2 、 G_3 、 G_4 にそれぞれ噛合し、歯車 G_9 は差動装置 D_F の歯車 G_{10} に噛合している。

【0010】 X_s は副軸であり該副軸 X_s には1速用被駆動歯車 G_{11} 、リバース用被駆動歯車 G_{12} が軸に対して回転自在に取付けられており、更に回転伝達用歯車 G_{13} が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車 G_{11} 、 G_{12} にはそれぞれハブ H_{11} 、 H_{12} が設けられており、歯車 G_{11} 、 G_{12} 間にはスリーブ S_3 を有するカップリング C_3 が介在されている。そして歯車 G_{13} は第1入力軸 X_1 の歯車 G_1 と噛合し、歯車 G_{11} は第2入力軸 X_2 の歯車 G_4 が噛合している。即ち第2入力軸 X_2 の歯車 G_4 は5速用の他、1速の場合に副軸 X_s の回転を第2入力軸 X_2 に伝える被駆動歯車として働く。

【0011】 X_R はアイドル軸であり該アイドル軸 X_R には反転歯車 G_{14} が軸に対して固定的に取付けられており、該歯車 G_{14} は第2入力軸 X_2 の歯車 G_3 に噛合している。即ち第2入力軸 X_2 の歯車 G_3 は4速用の他、リバースの場合に副軸 X_s の回転をアイドル軸 X_R を介して第2入力軸 X_2 に伝える被駆動歯車として働く。

【0012】上記構成において、第2入力軸 X_2 の5速用駆動歯車 G_4 のピッチ径は、第1入力軸 X_1 の3速および1速、リバース用駆動歯車 G_1 のピッチ径よりも大きく、更に該歯車 G_4 のピッチ径は第2入力軸 X_2 の歯車 G_3 、即ちリバース時に副軸 X_s の回転をアイドル軸

X_R を介して第2入力軸 X_2 に伝える被駆動歯車として働く歯車G3のピッチ径よりも大きい。

【0013】以下に上記構成の動作を説明する。

〔1速〕スリーブ S_3 を1速用歯車G11側へスライドさせてカップリング C_3 と1速用歯車G11のハブH11とを接続する。第1入力軸 X_1 の回転は歯車G1より副軸 X_s の歯車G13を介して副軸 X_s に伝達され、更に副軸 X_s の歯車G11より第2入力軸 X_2 の2速用駆動歯車G2以外の歯車G4を介して第2入力軸 X_2 に伝達される。更にスリーブ S_1 を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング C_1 と2速用歯車G5のハブH5とを接続すると、該第2入力軸 X_2 の回転は歯車G2より出力軸 X の歯車G5を介して出力軸 X に伝達され、該出力軸 X の回転は歯車G9を介して差動装置DFの歯車G10に伝達される。

【0014】〔リバース〕スリーブ S_3 をリバース用歯車G12側へスライドさせてカップリング C_3 とリバース用歯車G12のハブH12とを接続する。そうすると副軸 X_s の回転はアイドル軸 X_R の歯車G14によって反転されて第2入力軸 X_2 の歯車G3を介して第2入力軸 X_2 に伝達され、第2入力軸 X_2 の回転はスリーブ S_1 を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング C_1 と2速用歯車G5のハブH5とを接続することにより歯車G2より出力軸 X の歯車G5を介して出力軸 X に伝達され、更に歯車G9を介して差動装置DFの歯車G10に伝達される。

【0015】〔2速〕スリーブ S_1 を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング C_1 と歯車G5のハブH5とを接続する。第2入力軸 X_2 の回転は歯車G2から出力軸 X の歯車G5を介して出力軸 X に伝達され、更に1速、リバースの場合と同様差動装置DFに伝達される。

【0016】〔3速〕スリーブ S_2 を3速用歯車G6側へスライドさせてカップリング C_2 と歯車G6のハブH6とを接続する。第1入力軸 X_1 の回転は出力軸 X の歯車G6を介して出力軸 X に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0017】〔4速〕スリーブ S_1 を4速用歯車G7側へスライドさせてカップリング C_1 と歯車G7のハブH7とを接続する。この場合は第2入力軸 X_2 の回転は歯車G3から出力軸 X の歯車G7を介して出力軸 X に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0018】〔5速〕スリーブ S_2 を5速用歯車G8側へスライドさせてカップリング C_2 と歯車G8のハブH8とを接続する。第2入力軸 X_2 の回転は歯車G4から出力軸 X の歯車G8を介して出力軸 X に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0019】図2に本発明の他の実施例が示される。前実施例では副軸 X_s を駆動するために第1入力軸 X_1 の歯車G1を使用した。本実施例では第1入力軸 X_1 に

副軸 X_s 駆動専用歯車G15を追加した。

【0020】歯車G1は出力軸 X の3速用歯車G6と噛合している。しかし本実施例の場合には歯車G15は副軸 X_s 駆動専用であるから、歯車G1よりもピッチ径を小さくして1速およびリバースの減速比をより大きくとることが出来る。なお該歯車G15のピッチ径よりも第2入力軸 X_2 の歯車G4のピッチ径の方が当然大きい。

【0021】図3以下には6段変速機に関する実施例が示される。図3に示す実施例は図1に示す実施例を6段化したものであって、出力軸が長くないようにするために出力軸 X' を1本追加し、該出力軸 X' に2速用歯車G5と6速用歯車G16と差動装置駆動用歯車G17とを取付け、該歯車G5、G16間にそれぞれのハブH5、H16に接続するためのスリーブ S_6 を有するカップリング C_6 を介在させる。出力軸 X にあっては2速用歯車G5を出力軸 X' に移したので、4速用歯車G7と5速用歯車G8との間にそれぞれのハブH7、H8に接続するためのスリーブ S_5 を有するカップリング C_5 を介在させ、更に3速用歯車G6専用にスリーブ S_4 を有するカップリング C_4 を取付けた。この実施例では第2入力軸 X_2 の5速用駆動歯車G4を6速用に共用している。

【0022】図4には6段変速機の他の実施例が示される。本実施例は図2に示す実施例を6段化したものであり、即ち図3に示す実施例において第1入力軸 X_1 に副軸 X_s 駆動専用歯車G18を追加し、該歯車G18を副軸 X_s の歯車G13に噛合させる。

【0023】図5には6段変速機の更に他の実施例が示される。この実施例では図1に示す実施例を6段化したものであり、図3に示す実施例に6速駆動専用歯車G19を第2入力軸 X_2 に追加して歯車G4を5速用とし、該歯車G19を出力軸 X' の6速用被駆動歯車G16に噛合させる。

【0024】図6には6段変速機の更に他の実施例が示される。本実施例は図2に示す実施例を6段化したものであり、図5に示す実施例において第1入力軸 X_1 に副軸 X_s 駆動専用歯車G18を追加し、該歯車G18を副軸 X_s の歯車G13に噛合させる。

【0025】上記図3～図6に示す6段変速機の実施例では、1速駆動時の副軸 X_s の回転は第2入力軸 X_2 の2速用駆動歯車G2以外の歯車G4に伝達されるが、該歯車G4のピッチ径は第1入力軸 X_1 の歯車G1またはG18のピッチ径よりも大きく、またリバース駆動時の副軸 X_s の回転が伝達される第2入力軸 X_2 の歯車G3のピッチ径よりも大きい。

【0026】上記6段変速機において、2速の場合はスリーブ S_6 を歯車G5側へスライドさせてカップリング C_6 と歯車G5のハブH5とを接続し、第2入力軸 X_2 の回転を歯車G2、歯車G5を介して出力軸 X' に伝

達し、6速の場合はスリーブS₆を歯車G16側へスライドさせてカップリングC₆と歯車G16のハブH16とを接続し、第2入力軸X₂の回転を図3、図4に示す実施例では歯車G4、図5、図6に示す実施例では歯車G19から歯車G16を介して出力軸X'に伝達する。

【0027】上記実施例以外、6段変速機にあっては第2入力軸X₂に2速用歯車G2、4速用歯車G3、5速および6速用歯車G4、あるいは図5、図6に示す実施例にあっては6速用歯車G19の位置を入れかえてもよい。

【0028】

【発明の効果】本発明では2速用駆動歯車G2が取付けられている第2入力軸X₂に奇数段歯車である5速用歯車G4を取付け、1速の場合には該歯車G4は副軸X_sの回転を第2入力軸X₂に伝達する被駆動歯車としても働くから、第1入力軸X₁の3速用歯車G1とのピッチ径差を大きくとることが出来る。したがって3速用駆動歯車G1から5速用駆動歯車G4までの減速比を大きくとることが可能となり、1速の場合には第2入力軸X₂の回転は2速用歯車G2を介して出力軸X_oに伝達するので、該歯車G2の歯車比を利用することによって減速比を大きくとることが出来る。

【0029】リバースの場合は副軸X_sの回転をアイドル軸X_rを介して第2入力軸X₂に伝達するための被駆動歯車として4速用駆動歯車G3を使用するから、副軸X_sの回転をアイドル軸X_rに伝達するための歯車G12のピッチ径をさほど小さくしなくても、1速の場合と同等の減速比が得られ、更に1速の場合と同様2速用歯車G2によって出力軸X_oに回転を伝達するので、リバースとしての減速比を大きくとることが出来る。

【0030】本発明では従来奇数段用駆動歯車を担持する第1入力軸X₁から5速用歯車G4を偶数段用駆動歯車を担持する第2入力軸X₂に移しただけであるから、従来に比して変速機の軸方向の長さの増加は殆んどな

く、また歯車G4を第2入力軸X₂に移したことによって4速↔5速の変速はツインクラッチ式の変速を行うことが出来ず、シングルクラッチ式の変速となるが、シングルクラッチ式変速の場合に変速性能として問題になる変速段は低速段側であり、4速↔5速のような高速段側の変速では変速性能に関して殆んど問題がない。本発明では1速から4速までの変速はツインクラッチ式変速を適用するから変速性能の損失は最低限に抑えられる。

【0031】本発明では更に6速を追加する場合には出力軸を1本追加し、2速用歯車と6速用歯車とを追加した出力軸に担持させる。したがって6速を追加しても変速機の軸方向の長さは増加しない。

【図面の簡単な説明】

図1および図2は5段変速機の実施例に関するものである。

【図1】5段変速機の一実施例の説明図

【図2】他の実施例の説明図

図3～図6は6段変速機の実施例に関するものである。

【図3】6段変速機の一実施例の説明図

【図4】他の実施例の説明図

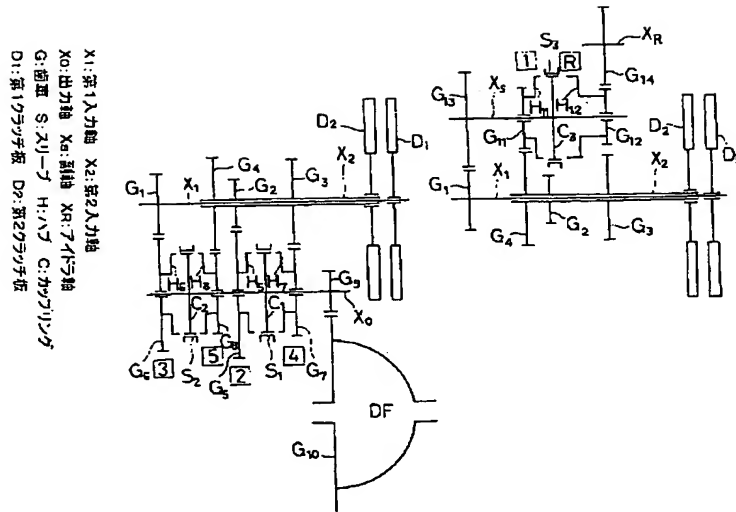
【図5】更に他の実施例の説明図

【図6】更に他の実施例の説明図

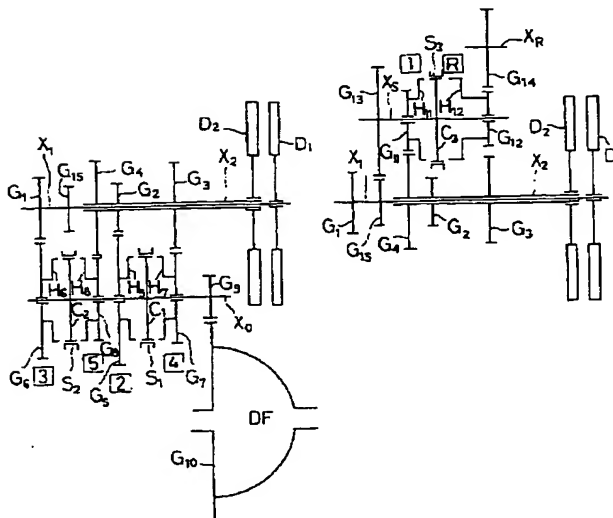
【符号の説明】

D ₁	第1クラッチ板
D ₂	第2クラッチ板
X ₁	第1入力軸
X ₂	第2入力軸
X _o	出力軸
X _s	副軸
X _r	アイドル軸
G	歯車
S	スリーブ
H	ハブ
C	カップリング

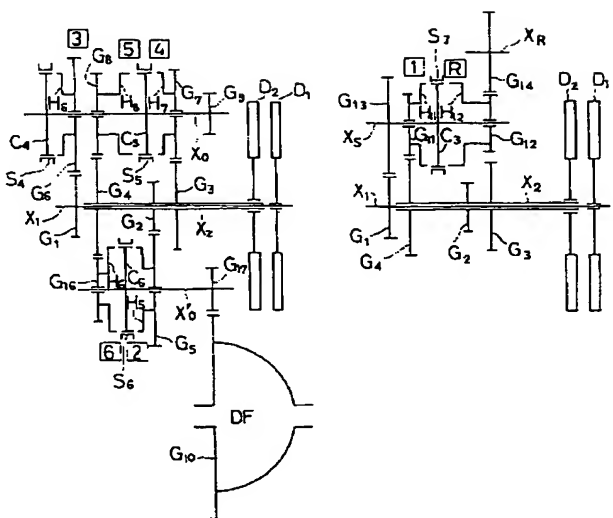
【図1】



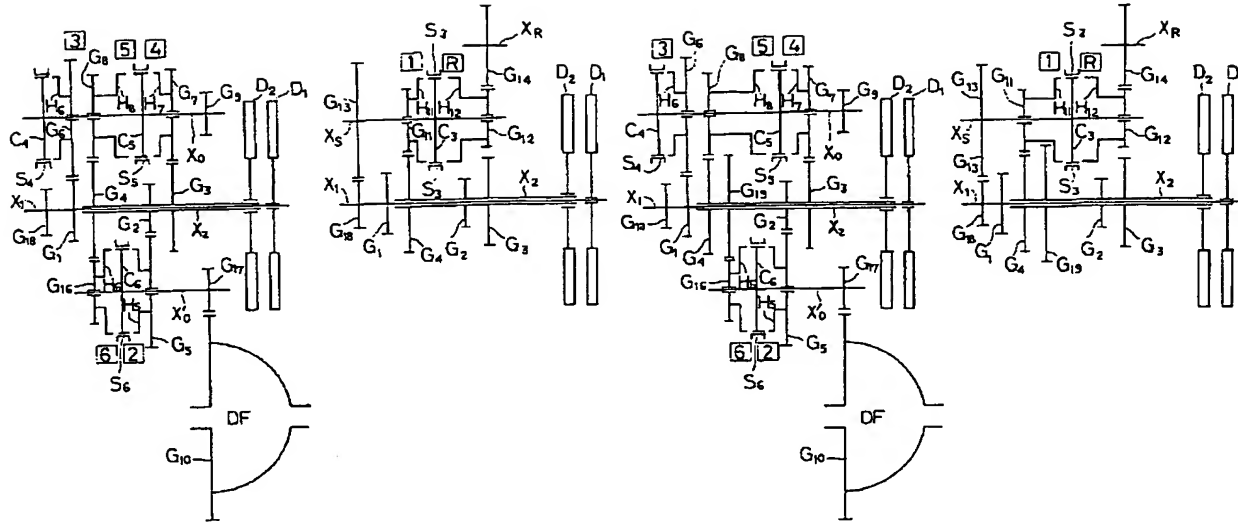
【図2】



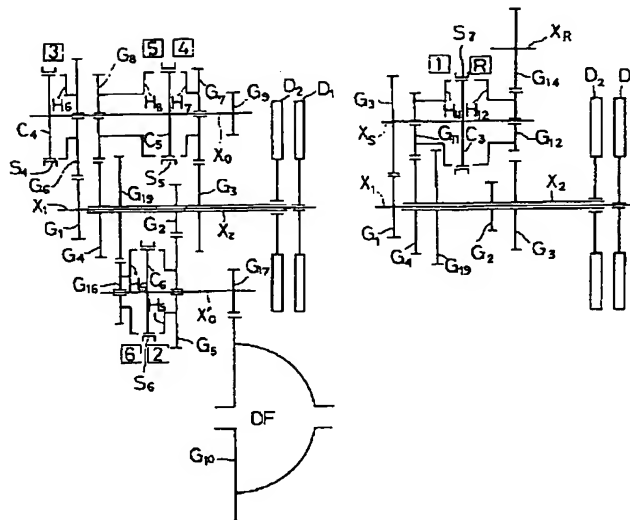
【図3】



【図6】



【図5】



【手続補正書】

【提出日】平成12年8月10日(2000. 8. 10)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】 0009

【補正方法】変更

【補正内容】

【０００９】 X_0 は出力軸であり該出力軸 X_0 には２速

用被駆動歯車G5、3速用被駆動歯車G6、4速用被駆動歯車G7、5速用被駆動歯車G8が軸に対して回転自在に取付けられており、更に出力用歯車G9が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車G5、G6、G7、G8にはそれぞれハブH5、H6、H7、H8が設けられており、歯車G5、G7間、歯車G6、G8間にはそれぞれスリーブS₁を有するカップリングC₁、スリーブS₂を有するカップリングC₂が介在されてい

(8) 001-295898 (P2001-29) 8

る。そして歯車G6は第1入力軸 X_1 の歯車G1と啮合し、歯車G5、G7、G8は第2入力軸 X_2 の歯車G

2、G3、G4にそれぞれ啮合し、歯車G9は差動装置DFの歯車G10に啮合している。